

Внедрение в настоящее время технических средств оптимизации раскроя необрезных досок основано, как правило, на переборе множества вариантов. Диапазон поиска зачастую принимают необоснованно широким, что связано с длительностью решения задачи и нерациональным использованием оборудования и ЭВМ. В этой связи обоснование области оптимизации сужает границы поиска, сокращает время решения задачи и повышает эффективность использования технических средств оптимизации. В равной степени это может относиться и к традиционным неавтоматизированным методам поперечного раскроя необрезных досок на заготовки. Полученные здесь результаты могут найти применение как на стадии планирования раскроя пиловочного сырья на пиломатериалы и заготовки, так и при получении заготовок из необрезных пиломатериалов непосредственно в условиях производства.

В первом случае появляется возможность составить поставки на распиловку бревен, обеспечивающие наибольший выход заготовок заданных размеров и количества, или, наоборот, определить их размеры и количество по имеющемуся плану раскроя сырья на пиломатериалы. Для теоретических расчетов и практических решений по раскрою необрезных пиломатериалов достаточно определить всего три параметра: длину необрезной доски; ширину ее наружной пласти в вершинном и комлевом концах, что не составляет трудности ни в теоретическом, ни в практическом плане.

Зависимости, графически представленные на рис. 4, могут быть использованы при проектировании технических средств оптимизации раскроя необрезных пиломатериалов, а зависимости, отображенные на графиках рис. 5,— для оптимизации выхода комплектных заготовок заданных длин в соответствии со спецификацией.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Аксенов П. П. Теоретические основы раскроя пиловочного сырья.— М.; Л., 1960.— 216 с. [2]. Батин Н. А. Теоретические и экспериментальные исследования раскроя пиловочного сырья: Автореф. дис. . . д-ра техн. наук.— Л., 1965.— 33 с. [3]. Канторович Л. В., Залгаллер В. А. Рациональный раскрой промышленных материалов.— 2-е изд.— Новосибирск, 1971.— 298 с. [4]. Титков Г. Г. Теоретические основы наиболее выгодного объемного использования пиловочных бревен: Автореф. дис. . . канд. техн. наук.— Л., 1953.— 20 с. [5]. Фельдман Х. Л. Система максимальных поставок на распиловку.— М.; Л.— 1932.— 275 с. [6]. Шапиро Д. Ф. Лесопильно-строгальное производство.— М.— 1935.— 508 с.

Поступила 2 октября 1986 г.

УДК 674.053 : 621.933.6

### ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ РАМНЫХ ПИЛ ПРИ КОМБИНАЦИОННЫХ РЕЗОНАНСАХ

Р. В. ДЕРЯГИН

Вологодский политехнический институт

В работе [3] рассмотрена задача о динамической устойчивости рамных пил, при решении которой в качестве параметрической нагрузки принята горизонтальная составляющая силы резания. После ряда допущений уравнения колебаний пилы, в соответствии с известными рекомендациями [1], были представлены в форме уравнений Матье, что позволило определить области неустойчивости системы при простых главных резонансах. Было показано, что задача о статической устойчивости плоской формы изгиба пилы — частный случай задачи о ее динамической устойчивости. Ограничение задачи определением

главных областей неустойчивости при простых параметрических резонансах значительно сокращает возможности анализа устойчивости пил и интерпретации опытных данных, так как в этом случае запас устойчивости пил достаточно велик (в том числе и со статической точки зрения). Вместе с тем исследования уравнений Матье — Хилла показывают [2, 5], что могут существовать также области неустойчивости системы при комбинационных резонансах.

Уравнения параметрических колебаний пилы в матричной форме, приведенные в работе [3], можно записать в следующем виде (обозначения параметров приняты в соответствии с работой [2]):

$$\|A\| \ddot{q} + [\|C\| + \alpha \|F\| + \beta \|G\| \cos \omega t] q = 0. \quad (1)$$

Здесь  $q$  — обобщенная координата;  
 $\|A\|$  — матрица инерционных коэффициентов;  
 $\|C\|$  — матрица упругих коэффициентов;  
 $\omega$  — частота приложения нагрузки;  
 $\alpha \|F\|$  — матрица параметра, характеризующего постоянную составляющую нагрузки;  
 $\beta \|G\|$  — матрица параметра, характеризующего амплитудное значение переменной составляющей нагрузки.

Расшифровка этих матриц применительно к нашему случаю приведена в работе [3].

Анализ уравнения (1) показал [2, 5], что области неустойчивости располагаются не только вблизи (как это было принято в работе [3]) частот

$$\omega = \frac{2\omega_k}{p} \quad (2)$$

(где  $\omega_k$  — собственная угловая частота колебаний по какой-то форме ( $k = 1, 2, \dots, n$ ;  $p = 1, 2, \dots, n$ )), но и вблизи частот, определяемых соотношениями

$$\omega = \frac{\omega_j + \omega_k}{p} \quad (3)$$

и

$$\omega = \frac{|\omega_j - \omega_k|}{p}, \quad (4)$$

(где  $\omega_j$  и  $\omega_k$  — собственные частоты колебаний по связанным формам (причем  $j, k = 1, 2, \dots, n$ )).

Возникающие при соотношениях (3) и (4) параметрические резонансы называются комбинационными соответственно суммарного и разностного типа.

Колебания пилы как полосы прямоугольного сечения под действием нагрузки в плоскости наибольшей жесткости происходят по изгибно-крутильной форме. Поэтому в нашем случае необходимо в первую очередь рассматривать собственные частоты  $\omega_j$  и  $\omega_k$  по крутильной и изгибной формам. Причем наибольший интерес представляет комбинационный резонанс разностного типа при  $p = 1$  (главный комбинационный резонанс), так как в этом случае разность колебаний наиболее близка к частоте возбуждения, определяемой скоростью вращения коленчатого вала, т. е. речь идет о соотношении

$$\omega = \omega_\varphi - \omega_x. \quad (5)$$

Здесь  $\omega_\varphi$  — первая собственная частота крутильных колебаний;  
 $\omega_x$  — первая собственная частота изгибных колебаний.

Эти частоты можно найти по следующим формулам [3]:

$$\omega_{\varphi} = \frac{\pi}{l} \left( \frac{GI_p + N_{\varphi} \rho^2}{m \rho^2} \right)^{1/2} \quad (6)$$

и

$$\omega_x = \frac{\pi^2}{l^2} \left[ \frac{EI_y}{m} \left( 1 + \frac{N_x l^2}{\pi^2 EI_y} \right) \right]^{1/2}, \quad (7)$$

где  $l$  — свободная длина пилы, определяемая расстоянием между межпилыными прокладками;

$GI_p$  — жесткость на кручение;

$\rho$  — полярный радиус инерции;

$m$  — масса пилы, приходящаяся на единицу длины;

$m \rho^2$  — момент инерции пилы, приходящийся на единицу длины;

$EI_y$  — жесткость на изгиб;

$N_{\varphi}$  — суммарная продольная сила, учитывающая влияние натяжения и напряжений от нагрева и вальцевания;

$N_x$  — суммарная продольная сила, учитывающая влияние натяжения и напряжений от нагрева.

Границы области неустойчивости при главном комбинационном резонансе разностного типа без учета диссипации можно определить по формуле [5]

$$\omega_* = (\omega_{\varphi} - \omega_x) \left( 1 \pm \frac{P_t}{2P_*} \frac{\sqrt{\omega_{\varphi} \omega_x}}{(\omega_{\varphi} - \omega_x)} \right), \quad (8)$$

где  $P_t$  — амплитудное значение параметрической силы;

$P_*$  — критическая сила при статическом приложении нагрузки.

Критическую силу можно найти по формулам [3]

$$P_* = \frac{6,67}{l^2} \sqrt{(GI_p + N_{\varphi} \rho^2)(EI_y \pi^2 + N_x l^2)}$$

или

$$P_* = 0,196 m l b \omega_{\varphi} \omega_x, \quad (9)$$

где  $b$  — ширина пилы (без учета высоты зубьев).

На рис. 1 показана область неустойчивости, определенная в соответствии с зависимостью (8).

Из рис. 1 видно, что параметрический резонанс системы может наступить при минимальной нагрузке на пилы (при  $P_t \rightarrow 0$ ). Увеличение нагрузки приводит к заметному расширению области неустойчивости, т. е. повышается вероятность потери пилой устойчивости. При учете диссипации область неустойчивости, как правило, должна несколько сузиться (причем точка пересечения верхней и нижней ветвей, ограничивающих область неустойчивости, смещается вправо).

В связи с тем, что комбинационные резонансы разностного типа наблюдаются в более редких случаях (они характерны для негамилтоновых систем), чем резонансы суммарного типа, были проведены специальные наблюдения с целью определения связанности колебаний по крутильной и изгибной формам.

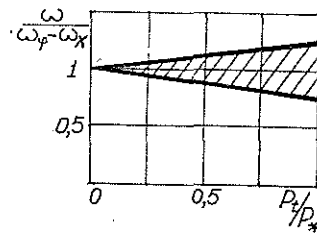


Рис. 1.

Опыты выполняли на экспериментальной установке [4], предназначенной для исследования собственных колебаний рамных пил. Вначале определяли собственные частоты колебаний пилы (за счет возбуждения резонансных колебаний с помощью гармонического вибровозбудителя). Затем ударом возбуждали свободные колебания пилы, которые фиксировали с помощью емкостного датчика перемещения на шлейфовом осциллографе. Пример записи этих колебаний показан на рис. 2.

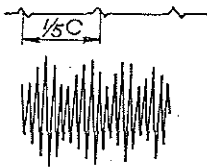


Рис. 2

Анализ материалов опытов показал, что свободные колебания пилы реализуются в форме биений при наложении главных собственных колебаний с частотами  $\omega_\varphi$  и  $\omega_x$ . При этом

$$|\omega_\varphi - \omega_x| \ll \omega_\varphi + \omega_x \quad (10)$$

и период биений отвечает соотношению

$$T = \frac{2\pi}{\omega_\varphi - \omega_x}. \quad (11)$$

Колебания пил изучали также в производственных условиях, при этом датчики ускорений малой массы устанавливали на пилах вблизи задней кромки. Оказалось, что колебания пил в форме биений происходят при работе лесопильной рамы как вхолостую, так и при пиленнии.

Опытами в лабораторных и в производственных условиях выявлены близость значений частоты биений к частоте вынужденных колебаний, что позволяет предположить возможность появления при определенных условиях параметрического резонанса.

На рис. 3 показаны зависимости главных собственных частот колебаний рамной пилы (толщиной 2,2 мм и шириной 160 мм при  $l = 1000$  мм) от усилия натяжения.

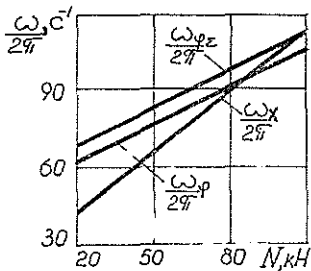


Рис. 3

Из рис. 3 следует, что из-за различной интенсивности роста крутильной и изгибной собственных частот с увеличением силы натяжения неизбежно их сближение. При этом возрастает вероятность сближения частот до критического значения  $\omega_* = \omega_\varphi - \omega_x$ .

Вальцевание пилы, т. е. создание в ее полотне дополнительных нормированных напряжений за счет пластического деформирования его средней (по ширине) зоны, позволяет существенно отстраниться от критических значений частоты биений. Это

происходит в связи с тем, что первая изгибная форма практически не реагирует на появление дополнительных напряжений от вальцевания. В то же время крутильная частота после вальцевания заметно увеличивается (зависимость  $\omega_{\varphi_2}$ ). Способствует отстройке от параметрического резонанса и установка пилы с эксцентриситетом линии натяжения, так как с увеличением эксцентриситета частота собственных крутильных колебаний возрастает, а изгибных — уменьшается.

Следовательно, при эксплуатации рамных пил приходится считаться с возможностью появления параметрического резонанса разностного типа. Вероятность его возникновения возрастает при импульсных воздействиях на пилы бревна (бруса) в случае использования механизма подачи с постоянной передаточной функцией. Вальцевание пил и установка их с эксцентриситетом (в рекомендуемых пределах) способствует отстройке системы от резонанса.

При прочих равных условиях в случае увеличения силы натяжения разность крутильной и изгибной собственных частот приближается к критическому значению. Это не только снижает устойчивость пил,

но и уменьшает долговечность пильной рамки. Поэтому нормирование натяжения пил остается актуальной задачей. Сила натяжения неваляцованных рамных пил по условиям устойчивости не должна превышать 60 кН и вальцованных — 85 кН.

Рассмотренную методику оценки устойчивости рамных пил можно также использовать при исследовании пил других типов (например, ленточных).

#### ЛИТЕРАТУРА

[1]. Болотин В. В. Динамическая устойчивость упругих систем.— М.: Гостехиздат, 1956.— 600 с. [2]. Вибрации в технике: Справочник: В 6 т. / Под ред. В. В. Болотина.— М.: Машиностроение, 1978.— Т. 1.— 352 с. [3]. Дерягин Р. В. О динамической устойчивости рамных пил // Лесн. журн.— 1969.— № 5.— С. 89—94. (Изв. высш. учеб. заведений). [4]. Дерягин Р. В., Сидорков В. М. Экспериментальная установка для исследования частот собственных колебаний и прогиба рамных пил // Науч. тр. ЦНИИМОД.— Архангельск, 1969.— Вып. 23.— С. 208—211. [5]. Прочность, устойчивость колебания: Справочник: В 3 т. / Под ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко.— М.: Машиностроение, 1968.— Т. 3.— 567 с.

Поступила 7 июня 1984 г.

УДК 66.047

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА КАМЕРНОЙ СУШКИ ДРЕВЕСИНЫ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ

З. Ю. МАЗЯК, И. Н. ИЛЬКИВ

Львовский политехнический институт

Камерную сушку древесины реализуют согласно разработанным стандартным режимам [2, 10], на основании которых температурно-влажностную характеристику среды на каждой стадии поддерживают постоянной. В литературе [5] отмечают, что использование переменных режимов может существенно улучшить технико-экономические показатели работы эксплуатируемого оборудования. Однако на практике такие режимы не используются, что связано, по-видимому, с их недостаточной изученностью и отсутствием соответствующих методов и приборов. Это особенно важно в тех случаях, когда имеют дело со сравнительно толстыми образцами трудносохнущих продуктов, для качественного высушивания которых необходимо продолжительное время, что обуславливает большие энергетические затраты [7]. Такая ситуация наблюдается и при сушке пиломатериалов.

Ряд авторов [4, 8] приводят экспериментальные данные, подтверждающие целесообразность использования переменных режимов при сушке древесины.

Узкое место процесса камерной сушки древесины — внутренний массоперенос в твердом пористом теле. Процесс приходится вести в высоковлажностной среде, чтобы уменьшить внешний влагообмен и сбалансировать его с внутренним массопереносом. Отсутствие такого баланса ведет к порче высушиваемого материала, поскольку развиваемые внутренние напряжения превышают предел прочности [11].

При стандартных режимах движущая сила внутреннего массопереноса — градиент диффузии. Переменные режимы позволяют интенсифицировать внутренний массоперенос за счет использования эффекта термодиффузии, положительное действие которого имеет место только в том случае, когда температура в центре материала выше, чем на поверхности. Заметная интенсификация внутреннего массопереноса в таком случае связана с тем, что в условиях камерной сушки термоградиентный коэффициент  $\delta$  для пиломатериалов может достигать значе-